

بررسی پارامترهای احتراق، پارامترهای عملکردی و آلاینده‌گی و شبیه‌سازی سیکل عملکردی موتورهای اشتعال جرقه‌ای با سوخت مخلوط اتانول و بنزین

غلامحسن نجفی^۱، برات قبادیان^{۲*}، تیمور توکلی هاشجین^۳، هادی رحیمی^۴

تهران، جلال آل احمد، پل نصر، دانشگاه تربیت مدرس تهران

(* نویسنده مخاطب: برات قبادیان bghobadian2004@yahoo.com)

چکیده

هدف از این تحقیق تحلیل پارامترهای احتراق و بررسی نظری و عملی متغیرهای عملکردی و آلاینده‌های یک موتور بنزینی چهار سیلندر با استفاده از سوخت‌های با درصد‌های حجمی ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درصد اتانول در بنزین می‌باشد. پارامترهای احتراق بررسی شده در این تحقیق شامل تغییرات فشار درون سیلندر، مشتق اول و دوم فشار، نرخ گرمای آزاد شده، بود. نتایج حاصل از داده‌های تجربی نشان داد که با افزایش درصد حجمی اتانول در مخلوط سوخت اتانول و بنزین، پارامترهای احتراق مانند بیشینه فشار درون سیلندر، مقادیر بیشینه مشتق اول و دوم فشار و نرخ گرمای آزاد شده به ترتیب ۱۲/۸۲٪، ۴۱/۵۳٪، ۵۸/۲۲٪ و ۲/۸۹٪ نسبت به بنزین خالص افزایش می‌یابند. توان ترمزی موتور و گشتاور خروجی در دوره‌های بالای موتور اندکی افزایش پیدا می‌کنند. تفاوت بین بنزین و اتانول در میزان اکسیژن موجود در اتانول است که با ورود آن به مخلوط سوخت، حالت توربوشارژ و افزایش راندمان حجمی رخ می‌دهد که نتیجه آن احتراق کامل خواهد بود. در اثر احتراق کامل، دما و فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابند که در نهایت افزایش توان را به دنبال خواهد داشت. نتایج تجربی و نظری نشان داد که روند نمودارهای احتراقی برای سوخت بنزین و مخلوط بنزین- اتانول یکسان است. برای مخلوط‌های اتانول- بنزین، مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور کاهش می‌یابد در حالیکه راندمان حرارتی ترمزی و راندمان حجمی موتور افزایش یافته است. با استفاده از E15، E10، E5 و E20 میزان آلاینده منواکسید کربن در مقایسه با بنزین خالص به ترتیب ۱۳/۷٪، ۲۴/۳۱٪، ۲۷/۹۳٪ و ۴۵/۴۲٪ کاهش یافتند. میزان آلاینده دی اکسید کربن در مقایسه با بنزین خالص به ترتیب ۳/۸۷٪، ۶/۰۶٪، ۶/۷۶٪ و ۱۰/۱۴٪ افزایش یافت. آلاینده هیدرو کربن نسوخته در مقایسه با بنزین خالص به ترتیب ۱۶/۹۴٪، ۲۴/۰۴٪، ۲۵/۱۴٪ و ۳۱/۶۹٪ کاهش یافت و میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن افزایش می‌یابد. در قسمت نظری، برنامه شبیه‌سازی ترمودینامیکی برای بررسی پارامترهای احتراق موتورهای اشتعال جرقه‌ای با سوخت مخلوط اتانول و بنزین ارائه گردید. در شبیه‌سازی فرآیند احتراق، از یک مدل دو ناحیه‌ای ترمودینامیکی استفاده شد که محفظه احتراق به دو ناحیه سوخته و نسوخته تقسیم شده است. کد رایانه‌ای مدل احتراقی، در محیط نرم افزار Matlab نوشته شد. نتایج حاصل از مدل نظری نشان داد که این مدل می‌تواند متغیرهای عملکردی موتور را با ضریب تبیین (R^2) در محدوده ۰/۸۸-۱ پیش‌بینی کند.

واژه‌های کلیدی: موتورهای اشتعال جرقه‌ای- مخلوط اتانول و بنزین- شبیه‌سازی ترمودینامیکی- پارامترهای عملکردی، پارامترهای احتراق و آلاینده‌های موتور.

- فارغ التحصیل دوره دکتری دانشگاه تربیت مدرس تهران- (nagafy_14@yahoo.com)

۲- دانشیار دانشگاه تربیت مدرس- (bghobadian2004@yahoo.com)

- استاد دانشگاه تربیت مدرس- (ttavakkoli@modares.ac.ir)

- کارشناس ارشد مکانیک شرکت مگاموتور- (hadi967@yahoo.com)

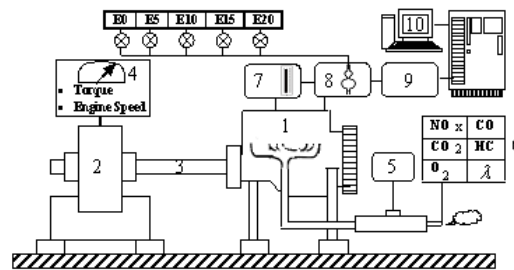
جستجو برای یافتن و استفاده از سوخت‌های جایگزین بواسطه دو عامل محدودیت منابع فسیلی و نیز مشکلات جدی آلودگی محیط زیست، به شدت دنبال می‌شود. سوخت‌های جایگزین بیولوژیک موجود بصورت‌های مختلفی وجود دارند که سوخت‌های مایع مانند بیودیزل و بیواتانول از نظر راحتی کاربرد در موتورها و مزایای زیست محیطی بسوی تجاری شدن پیش می‌روند [۱]. تولید بیواتانول از مواد گیاهی در کشورهای دنیا رایج است. اتانول دارای عدد اکتان بالایی است و به همین دلیل به عنوان یک افزاینده عدد اکتان در موتورهای اشتعال جرقه‌ای استفاده می‌شود [۲]. سوخت‌های گیاهی به طور عمده از نظر کاهش آلودگی بهتر از سوخت دیزل و بنزین می‌باشند [۳]. نتایج حاصل از آزمون یک موتور دیزل با سوخت دوگانه اتانول- دیزل نشان داد که با استفاده از سوخت اتانول تبخیر شده در سوخت دیزل، میزان توان خروجی موتور دیزل افزایش پیدا می‌کند [۴]. اختلاط سوخت اتانول در سوخت‌های بنزین و گازوییل در سال‌های اخیر بطور چشمگیری افزایش یافته است. در برخی از ایالت‌های آمریکا، در حال حاضر اتانول به جای متیل ترت بوتیل اتر، MTBE (Methyl Tert-Butyl) جایگزین گردیده است [۵]. به منظور بررسی اثرات سوخت اتانول بر روی آلاینده‌های خروجی موتورهای درونسوز، یک موتور درونسوز ۴ سیلندر با حجم ۱/۶ لیتر از نوع Opel با استفاده از یک دینامومتر هیدرولیکی مورد آزمایش قرار گرفت. نتایج نشان داد که با اضافه نمودن ۱۰ درصد اتانول به بنزین آلاینده CO کاهش پیدا می‌کند [۶]. بررسی عملی عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای با ترکیب سوخت اتانول در بنزین در درصدهای ۰، ۵، ۱۰، ۱۵، ۲۰ و ۳۰ مشخص نمود که با افزایش سوخت اتانول در بنزین عدد اکتان سوخت ترکیبی، گشتاور خروجی از موتور و مصرف سوخت موتور افزایش پیدا کرد. این در حالی بود که میزان آلاینده‌های خروجی CO و HC کاهش پیدا کردند [۷]. در تحقیقی مشخص شد که افزودن اتانول به بنزین توان ترمزی موتور، گشتاور، راندمان حرارتی ترمزی و مصرف سوخت ویژه را افزایش داد. این در حالی بود که مصرف ویژه سوخت ترمزی و نسبت سوخت به هوا با اضافه نمودن اتانول در بنزین کاهش یافت. میزان آلاینده‌های CO و HC کاهش پیدا نمودند و CO₂ افزایش پیدا کرد. در ضمن افزودن ۲۰ درصد حجمی اتانول به بنزین بهترین نتایج را در همه سرعت‌ها نشان داد [۸]. نتایج تحقیقی نشان داد که سوختی که شامل ۳۰ درصد اتانول بود کل آلاینده‌های هیدروکربن‌های نسوخته را در شرایط کاری مختلف کاهش می‌داد. آلاینده‌های HC، CO و NOx در دور آرام کاهش پیدا نمودند [۹]. نتایج تحقیقی نشان داده است که استفاده از ۱۰ درصد اتانول در بنزین با نسبت سوخت به هوای نزدیک به یک بیشترین تاثیر را بر روی افزایش راندمان موتور و کاهش آلاینده‌ها دارد [۱۰]. با ۱۰ درصد اتانول در بنزین توان و مصرف ویژه سوخت افزایش، آلاینده‌های CO و HC کاهش و CO₂ افزایش یافتند [۱۱]. نتایج حاصل از آزمایش‌های عملی تحقیقی نشان داد که در ترکیبات مختلف از اتانول، مقدار ۷/۵٪ حجمی اتانول بهترین و مناسبترین مقدار سوخت اتانول است که به بنزین اضافه می‌گردد به طوریکه عملکرد موتور در این مقدار اتانول اضافه شده بالاترین مقدار بوده و آلاینده‌های خروجی از موتور نیز به حداقل خود می‌رسند در حالیکه در روش نظری، این مقدار ۱۶/۵٪ محاسبه گردید [۱۲]. در تحقیقی تاثیرات مخلوط سوخت اتانول- بنزین در محدوده (۳۰٪-۱۰٪) بر روی پارامترهای آلاینده‌گی و کاهش مصرف سوخت یک موتور اشتعال جرقه‌ای بررسی گردید. نتایج این تحقیق نشان داد که با اضافه نمودن اتانول به بنزین احتراق به سمت رقیق‌سوز شدن پیش رفته و در نتیجه آلاینده‌های NOx و CO تا ۵۰٪ کاهش می‌یابند این در حالی بود که آلاینده HC افزایش یافت [۱۳]. در تحقیقی فرآیند انتشار شعله آشفته یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت مخلوط اتانول- بنزین به صورت نظری مورد بررسی قرار گرفت و نتایج نشان داد که با اضافه نمودن اتانول به بنزین، سرعت انتشار شعله، فشار و دمای احتراق محفظه احتراق افزایش می‌یابند [۱۴]. نتایج تجربی تحقیق دیگری نشان داد که با اضافه نمودن اتانول به بنزین به یک موتور درونسوز بنزینی، ضریب نفوذ شعله کاهش یافته و زاویه پاشش افزایش می‌یابد [۱۵]. گروهی از محققان یک مدل نظری برای بررسی فرآیند احتراق و پارامترهای احتراقی از جمله فشار و دمای درون سیلندر، فشار مؤثر متوسط ترمزی گسترش دادند [۱۶]. در تحقیقی، مدل کامپیوتری برای بررسی فرآیند احتراق در یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت بنزین ارائه شده است [۱۷]. تغییرات فشار درون سیلندر برای یک موتور اشتعال جرقه‌ای با سوخت



اتانول و بنزین توسط Ceviz و همکارانش مورد بررسی قرار گرفت. نتایج این تحقیق نشان داد که با اضافه نمودن ۱۰ درصد اتانول به بنزین فشار ناشی از احتراق افزایش می‌یابد [۱۸]. در تحقیقی از درصدهای مختلفی از بنزین، اتانول و سوخت هیدروژن به عنوان سوخت مخلوط استفاده شد. نتایج این تحقیق موید افزایش توان خروجی موتور در اثر استفاده از سوخت اتانول بود [۱۹]. در تحقیقی، یک کاربراتور جدید طراحی گردید که با استفاده از آن درصد استفاده اتانول در بنزین تا ۶۰ درصد افزایش پیدا نمود [۲۰]. نتایج نشان داده است که استفاده از ۱۰ درصد اتانول در بنزین با نسبت سوخت به هوای نزدیک به یک بیشترین تاثیر را بر روی افزایش راندمان موتور و کاهش آلاینده‌ها دارد [۲۱].

۲- مواد و روش‌ها

در این تحقیق به منظور بررسی اثرات سوخت بیواتانول بر روی پارامترهای عملکردی و آلاینده‌گی موتورهای درون‌سوز، یک موتور چهار سیلندر بنزینی بر روی دینامومتر نصب گردیده و در شرایط مختلف دور و بار موتور (شرایط ذکر شده در ماتریس آزمایش‌ها در جدول ۲) و با چهار مخلوط ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درصد حجمی اتانول با بنزین مورد آزمایش قرار گرفته است. نتایج حاصل از کاربرد این سوخت‌ها با نتایج حاصل از سوخت بنزین مقایسه شده است. شماتیکی از تجهیزات مورد استفاده در این تحقیق در شکل (۱) نشان داده شده است. به منظور راستی آزمایی نتایج بخش نظری و مدل‌سازی، از داده‌ها و نتایج بدست آمده در بخش عملی، استفاده شده است.



شکل ۱- شماتیک موتور و دینامومتر به همراه دستگاه‌های اندازه‌گیری، ۱- موتور، ۲- دینامومتر، ۳- شافت، ۴- واحد کنترل دینامومتر، ۵- نمایشگر دما، ۶- آنالایزر گازهای خروجی، ۷- جریان سنج هوا، ۸- سیستم اندازه‌گیری سوخت، ۹- بوم اندازه‌گیری و ۱۰- رایانه

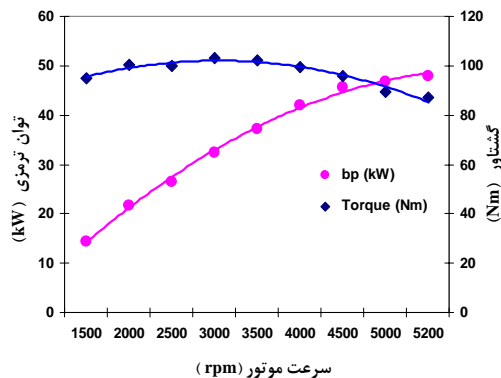
موتور استفاده شده در این تحقیق یک موتور چهار سیلندر، چهار زمانه، اشتعال جرقه‌ای و آب‌خنک مدل کیا (Kia) با سامانه سوخت رسانی الکترونیکی MB13 (مدل زیمنس) بوده که با سوخت مخلوط اتانول و بنزین کار می‌کند (شکل ۲). این موتور به دینامومتر وصل شده و بعد از رسیدن به شرایط پایدار داده برداری از موتور طبق ماتریس آزمایش‌ها انجام شده است. مشخصات موتور در جدول ۱ داده شده است. شرایط تست‌ها نیز در جدول ۲ ذکر شده است.

جدول ۱- مشخصات موتور مورد استفاده در آزمون

نوع موتور ۴ سیلندر	اشتعال جرقه ای
قطر سیلندر (mm) * کورس (mm)	۷۱ * ۸۳/۶
حجم سیلندر (cc)	۱۳۲۳
ماکزیمم توان (kW @ 5200 rpm)	۴۷
حداکثر گشتاور (Nm @ 2750 rpm)	۱۰۳
نسبت تراکم	۹/۷
استاندارد آلاینده‌گی	Euro II

جدول ۲- ماتریس آزمایش‌ها

پارامترها	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸	۹
۱) سرعت (rpm)	۱۰۰۰	۱۵۰۰	۲۰۰۰	۲۵۰۰	۳۰۰۰	۳۵۰۰	۴۰۰۰	۴۵۰۰	۵۰۰۰
۲) بار (%)	۲۵	۵۰	۷۵	۱۰۰	-	-	-	-	-
۳) ترکیب سوخت	E0	E5	E10	E15	E20	-	-	-	-



شکل ۲- موتور بنزینی مورد استفاده در آزمایش‌ها و منحنی مشخصه موتور استفاده شده در تحقیق (در شرایط تمام بار)

در این تحقیق، بنزین (بدون MTBE) پالایشگاه تهران با عدد اکتان ۸۵/۳، با بیواتانول تهیه شده از شرکت بیدستان قزوین مخلوط گردید. چهار نوع سوخت مخلوط با ترکیب ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درصد حجمی اتانول در بنزین در موتور مورد استفاده قرار گرفته است. در این تحقیق پارامتر EX نشان دهنده مخلوط شامل X% بیواتانول در واحد حجمی می باشد. به عنوان مثال E5 بیانگر مخلوط بنزین- بیواتانول با ۵ درصد اتانول و ۹۵ درصد بنزین می باشد. دینامومتر استفاده شده در این تحقیق یک دینامومتر جریان گردابی مدل WT190 ساخت شرکت شنک آلمان بود (شکل ۳). دستگاه اندازه‌گیری مصرف سوخت Pierburg (ساخت شرکت پیربورگ کشور اتریش) با قابلیت اندازه‌گیری میزان نرخ مصرف سوخت در محدوده ۰/۴ الی ۴۵ کیلوگرم بر ساعت، میزان سوخت مصرفی را اندازه می‌گرفت. سامانه اندازه‌گیری هوای مصرفی موتور با دقت ۱٪ دبی هوای مصرفی موتور را در محدوده ۰ تا ۷۲۰ کیلوگرم بر ساعت اندازه‌گیری می‌کند. اندازه‌گیری دبی هوای ورودی با استفاده از دبی سنج ABB ساخت آلمان انجام شد. دستگاه آنالایزر مدل DIGAS 4000 دارای قابلیت اندازه‌گیری مقدار گازهای آلاینده خروجی از موتور از جمله HC, CO, CO₂, NO_x و O₂ می‌باشد. پس از متصل نمودن دستگاه تحلیل‌گر به خروجی اگزوز موتور، گازهای خروجی از اگزوز به دستگاه منتقل شده و میزان ترکیبات مختلف، در صفحه نمایش آن قابل مشاهده است (شکل ۳).



شکل ۳- دینامومتر و سکوی آزمون موتور (آزمایشگاه موتور مگاموتور) و دستگاه تحلیل‌گر گازهای خروجی از موتور

۳- نتایج و بحث

۱-۳- نتایج عملی

۱-۱-۳- مشخصات سوخت بیواتانول و مخلوط‌های آن با بنزین

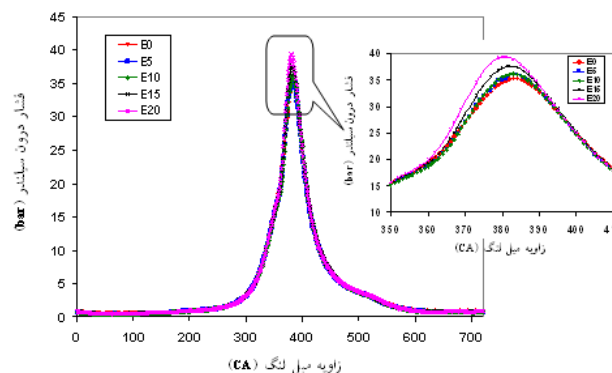
اتانول دارای عدد اکتان بالایی است و به همین دلیل به عنوان یک افزاینده عدد اکتان در موتورهای اشتعال جرقه‌ای استفاده می‌شود. نتایج حاصل از اندازه‌گیری مشخصات مخلوط اتانول و بنزین توسط روش استاندارد ASTM نشان داد که با افزایش درصد اتانول در مخلوط اتانول-بنزین، ارزش حرارتی سوخت مخلوط کاهش یافته و عدد اکتان سوخت مخلوط افزایش می‌یابد. با استفاده از مخلوط‌های متداول اتانول در بنزین با درصدهای حجمی ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ درصد اتانول در بنزین، پارامترهای عملکردی و آلاینده‌های یک موتور بنزینی چهار سیلندر در دو قسمت عملی و نظری مورد بررسی قرار گرفتند. مشخصات سوخت بیواتانول و مخلوط‌های مختلف آن با بنزین در آزمایشگاه پژوهشگاه صنعت نفت اندازه‌گیری شد. نتایج حاصل از این آزمایش‌ها در جدول (۳) آورده شده است.

جدول ۳- مشخصات مخلوط سوخت بیواتانول و بنزین در درصدهای حجمی مختلف

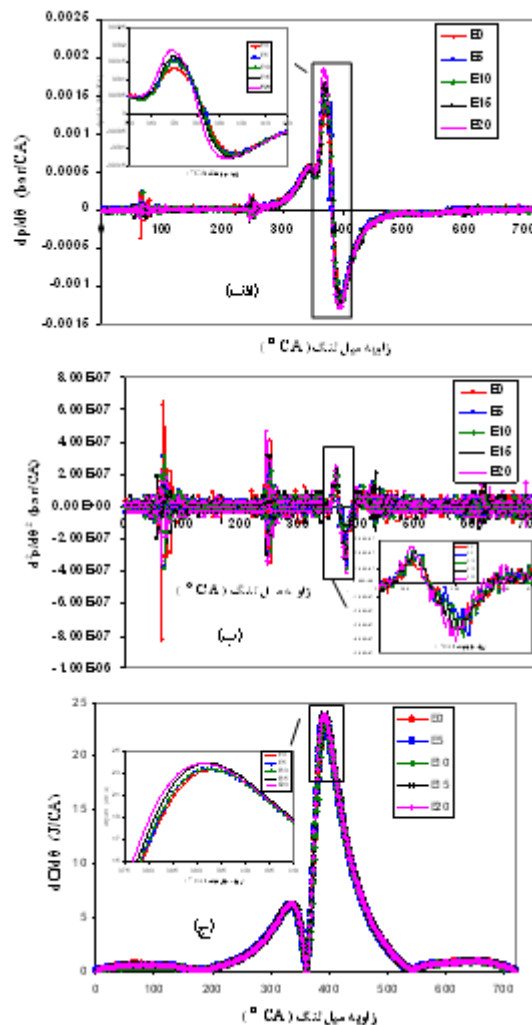
روش آزمایش	مخلوطها					پارامترها	
	E20	E15	E10	E5	E0		
ASTM-D323	۵۵/۱۶	۵۵/۱۶	۵۵/۱۶	۵۵/۱۶	۴۸/۲۶	فشار بخار (kPa) (Vapour pressure @37.8°C)	
ASTM-D2699	۹۹/۴	۹۴	۹۲/۳	۸۹/۷	۸۵/۳	عدد اکتان (Research)	
ASTM-D340	۴۰/۵۱	۴۱/۶۱	۴۲/۸۷	۴۴/۱۵	۴۵/۱۲	ارزش حرارتی (MJ/kg) (Gross heat of) (HHV) (combustion)	
ASTM-D86	(Distillation range @760mmHg)(°C) نقطه تقطیر					IBP (نقطه تقطیر ابتدایی) (نقطه تقطیر انتهایی)	
	۴۰/۸	۴۴	۳۸/۹	۴۰/۹	۲۵/۸		
	۵۵/۴	۵۷/۲	۵۳/۱	۵۴/۳	۵۸/۶		۱۰۰vol%
	۷۱/۶	۷۱/۴	۷۱/۹	۹۳/۵	۹۳/۳		۵۰vol%
	۱۴۲/۱	۱۴۴/۷	۱۴۳/۹	۱۴۷/۹	۱۴۶		۹۰vol%
	۱۷۶/۶	۱۸۲/۴	۱۷۵/۱	۱۸۴/۱	۱۷۶/۷		End Point

۳-۱-۲- فشار درون سیلندر، مشتق اول و دوم فشار نسبت به زاویه میل لنگ و نرخ گرمای آزاد شده

نتایج تجربی نشان داد که با استفاده از E20، E15، E10، E5 و E0 میزان بیشینه فشار درون سیلندر موتور به ترتیب ۲/۹۴٪، ۳/۵۳٪، ۸/۸۲٪ و ۱۲/۸۲٪ نسبت به بنزین خالص افزایش می‌یابد (شکل ۴).



شکل ۴- تغییرات فشار درون سیلندر برای سوخت بنزین و مخلوط‌های اتانول-بنزین در شرایط تمام بار



شکل ۵- (الف) مشتق اول فشار درون سیلندر، (ب) مشتق دوم فشار درون سیلندر و (ج) نرخ گرمای آزاد شده درون سیلندر بار نسبت به زاویه میل لنگ در شرایط تمام بار

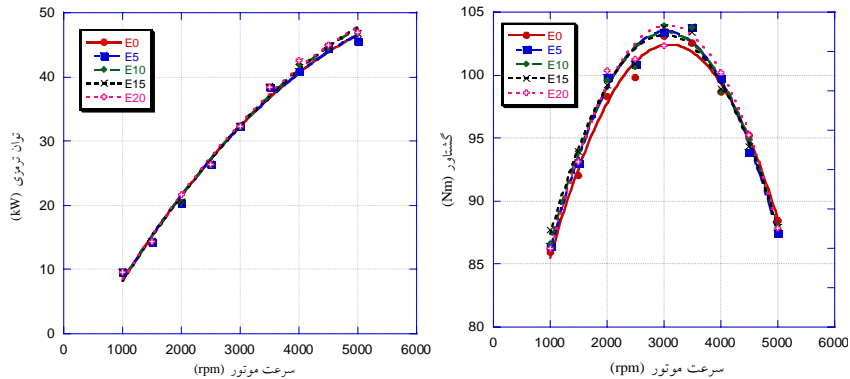
مقادیر بیشینه مشتق اول و دوم فشار برای مخلوط گازهای اتانول- بنزین بیشتر از بنزین می باشد. با استفاده از E15, E10, E5 و E20 میزان بیشینه مشتق اول فشار درون سیلندر به ترتیب ۱۵/۳۸٪، ۱۶/۹۲٪، ۲۸/۴۶٪ و ۴۱/۵۳٪ نسبت به بنزین خالص افزایش می یابد. نتایج نشان داد که با استفاده از E15, E10, E5 و E20 میزان بیشینه مشتق دوم فشار درون سیلندر به ترتیب ۱۹/۶۲٪، ۳۹/۸۷٪، ۴۱/۱۴٪ و ۵۸/۲۲٪ نسبت به بنزین خالص افزایش می یابد. نرخ گرمای آزاد شده ناخالص در شکل (ج) نیز نشان داده شده است. تحلیل نمودار نرخ گرمای آزاد شده مشخص نمود که این پارامتر برای مخلوط اتانول- بنزین بیشتر از بنزین می باشد. نتایج نشان داد که با استفاده از E15, E10, E5 و E20 میزان بیشینه نرخ گرمای آزاد شده به ترتیب ۰/۵۶٪، ۰/۰۶٪، ۲/۰۷٪ و ۲/۸۹٪ نسبت به بنزین خالص افزایش می یابد. دلیل این افزایش به علت افزایش در فشار درون سیلندر و احتراق کامل تر مخلوط اتانول- بنزین نسبت به اتانول است.

۳-۱-۳- توان ترمزی و گشتاور

با استفاده از E15, E10, E5 و E20 میزان توان ترمزی به ترتیب ۰/۲۴٪، ۲/۹۴٪، ۳/۶۷٪ و ۴/۱۶٪ نسبت به بنزین خالص افزایش یافت (شکل ۶). دلیل افزایش توان ترمزی در دوره های بالا، به علت افزایش فشار موثر متوسط اندیکاتور می باشد، چرا



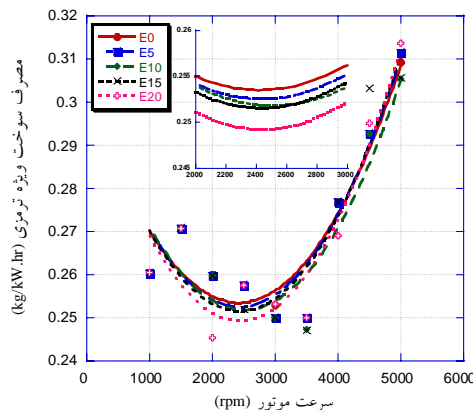
که با افزایش درصد حجمی اتانول در مخلوط اتانول-بنزین، فشار در داخل محفظه احتراق سیلندر افزایش می‌یابد (Bayraktar, 2005). تفاوت بین بنزین و اتانول در میزان اکسیژن موجود در اتانول است که با ورود آن به مخلوط سوخت، حالت توربوشارژ و افزایش راندمان حجمی رخ می‌دهد که نتیجه آن احتراق کامل خواهد بود. در اثر احتراق کامل، دما و فشار داخل سیلندر افزایش می‌یابند که در نهایت افزایش توان را به دنبال خواهد داشت. اضافه نمودن اتانول به بنزین، مخلوط سوخت را رقیق تر نموده و نسبت هوا به سوخت نسبی (λ) را جهت احتراق کاملتر افزایش می‌دهد (He et al., 2003). استفاده از E20 و E15، E10، E5 و E20 میزان گشتاور به ترتیب ۰/۴۸٪، ۰/۹۷٪، ۱/۴٪ و ۱/۶۵٪ نسبت به بنزین خالص افزایش یافت.



شکل ۶- تغییرات توان ترمزی و گشتاور موتور در سرعت‌های مختلف برای سوخت بنزین و مخلوط‌های اتانول-بنزین

۳-۱-۴- مصرف ویژه سوخت ترمزی

با افزایش درصد اتانول در مخلوط بنزین و اتانول، مصرف ویژه سوخت ترمزی موتور کاهش یافت (شکل ۷). کاهش مصرف ویژه سوخت ترمزی به علت افزایش در راندمان حرارتی ترمزی موتور می‌باشد. به عبارت دیگر، با افزایش درصد حجمی اتانول در مخلوط سوخت بنزین و اتانول، راندمان حرارتی موتور افزایش یافته و ارزش حرارتی سوخت مخلوط نیز کاهش می‌یابد و چون مصرف ویژه سوخت ترمزی با این دو پارامتر رابطه عکس دارد کاهش آن امری منطقی می‌باشد.

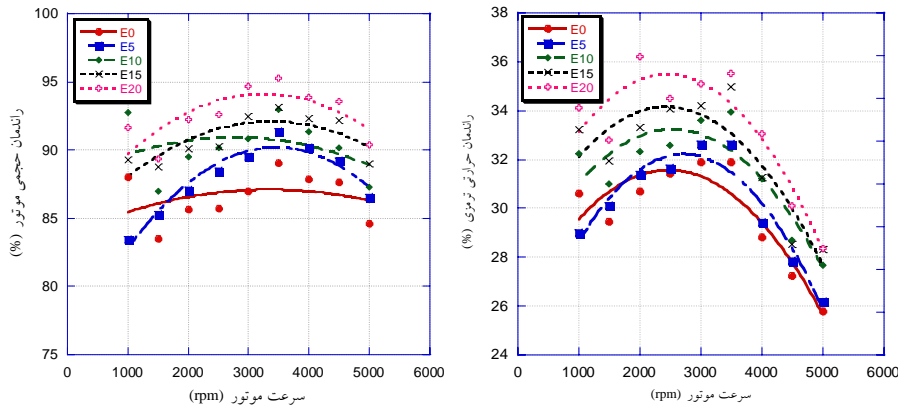


شکل ۷- تغییرات مصرف ویژه سوخت ترمزی موتور در سرعت‌های مختلف برای سوخت بنزین و مخلوط‌های اتانول-بنزین

۳-۱-۵- راندمان حرارتی ترمزی و راندمان حجمی

با افزایش درصد حجمی اتانول در بنزین، راندمان حرارتی ترمزی موتور نیز افزایش می‌یابد. بیشینه راندمان حرارتی ترمزی تقریباً ۳۵٪ با سوخت ۲۰ درصد اتانول در ۸۰ درصد بنزین مشاهده گردید. نتایج تجربی نشان داد که با استفاده از

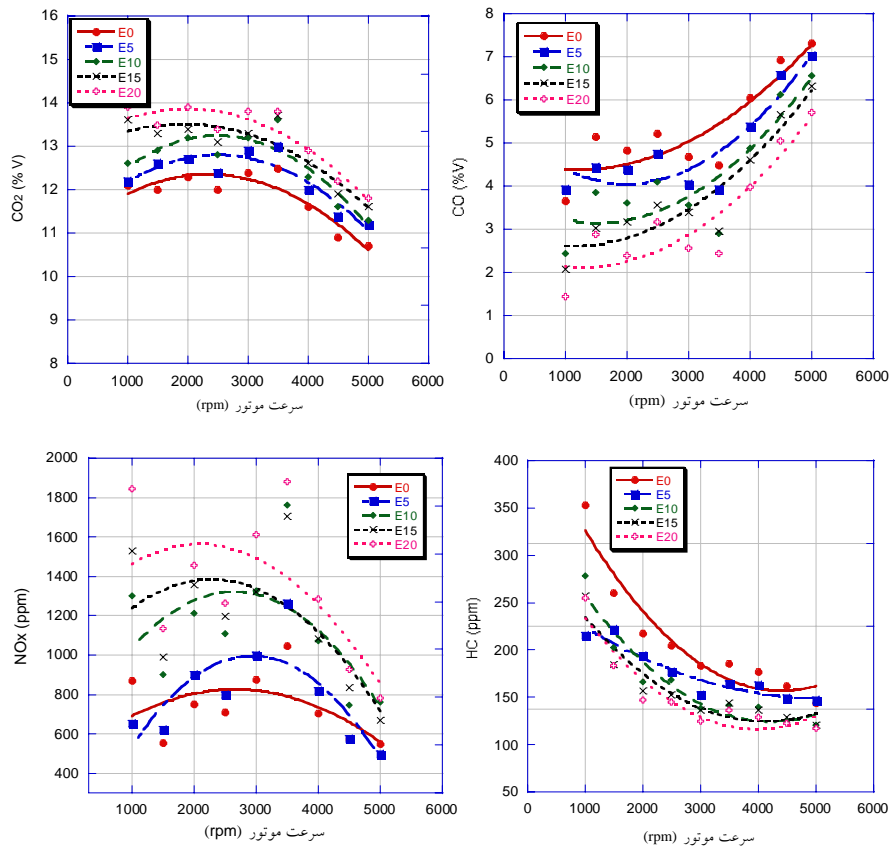
E20 و E15, E10, E5 میزان راندمان حرارتی ترمزی به ترتیب $1/61$ ، $4/84$ ، $10/32$ و $12/25$ ٪ نسبت به بنزین خالص افزایش می‌یابد (شکل ۸). با افزایش درصد حجمی اتانول در مخلوط بنزین و اتانول راندمان حجمی موتور نیز افزایش می‌یابد. عامل بسیار مهمی که بر روی راندمان حجمی تاثیر زیادی می‌گذارد، نسبت هوا به سوخت می‌باشد. با افزایش درصد اتانول در بنزین، نسبت هوا به سوخت افزایش می‌یابد و این به معنای افزایش راندمان حجمی موتور می‌باشد (Hsieh et al., 2002).



شکل ۸- راندمان حرارتی ترمزی و راندمان حجمی موتور در سرعت‌های مختلف برای سوخت بنزین و مخلوط‌های اتانول- بنزین

۳-۱-۶- آلاینده‌های منواکسید کربن (CO)، دی اکسید کربن (CO₂)، هیدروکربن‌های نسوخته (HC) و اکسیدهای نیتروژن (NO_x)

با افزایش درصد اتانول در مخلوط بنزین و اتانول، میزان منواکسید کربن کاهش می‌یابد. دلیل کاهش میزان منواکسید کربن، به علت کامل شدن احتراق در اثر افزایش اتانول به مخلوط سوخت می‌باشد چرا که با افزایش اتانول، میزان اکسیژن در مخلوط سوخت افزایش یافته و موتور با سوخت رقیق‌تر کار می‌کند. یکی از عوامل بسیار مهمی که بر میزان آلاینده منواکسید کربن تاثیر گذار می‌باشد، نسبت هوا به سوخت است (Wu et al., 2004). با مقایسه میزان آلاینده منواکسید کربن بنزین و مخلوط‌های مختلف اتانول و بنزین در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه، قابل مشاهده است که با استفاده از E20 و E15, E10, E5 میزان آلاینده منواکسید کربن در مقایسه با بنزین خالص به ترتیب $13/7$ ، $24/31$ ، $27/93$ و $45/42$ ٪ کاهش یافته است. رفتار دی اکسید کربن دقیقاً برعکس منواکسید کربن می‌باشد. دلیل افزایش دی اکسید کربن، همانگونه که قبلاً نیز ذکر شد به علت کامل شدن احتراق در اثر افزایش اتانول به مخلوط سوخت می‌باشد، چرا که با افزایش اتانول، میزان اکسیژن در مخلوط سوخت افزایش یافته و موتور با سوخت رقیق‌تر کار می‌کند. احتراق کامل‌تر به معنای افزایش غلظت دی اکسید کربن و کاهش منواکسید کربن می‌باشد (Hsieh et al., 2002; Al-Hasan, 2003). با استفاده از E20 و E15, E10, E5 میزان آلاینده دی اکسید کربن در مقایسه با بنزین خالص به ترتیب $3/87$ ، $6/06$ ، $6/76$ و $10/14$ ٪ افزایش می‌یابد. هیدروکربن‌های نسوخته خارج شده از آگزوز نتیجه مستقیم اشتعال ناقص است. با اضافه کردن اتانول به بنزین احتراق کامل‌تر شده و در نتیجه هیدروکربن‌های نسوخته کمتری تولید می‌شود. با استفاده از E20 و E15, E10, E5 میزان آلاینده هیدروکربن نسوخته در مقایسه با بنزین خالص به ترتیب $16/94$ ، $24/04$ ، $25/14$ و $31/69$ ٪ کاهش یافته است. دمای بالا و در دسترس بودن اکسیژن دو علت اصلی برای تشکیل NO_x هستند. هنگامی که مقدار مناسبی اکسیژن در دسترس باشد و هر چه دمای اشتعال بیشتر باشد NO بیشتری تشکیل می‌شود. نسبت هوا به سوخت و آوانس جرقه دو عامل مهمی هستند که به طور عمده بر NO_x تاثیر می‌گذارند. افزایش آوانس جرقه به کاهش اوج دمای اشتعال و افزایش دمای آگزوز منجر می‌شود. این امر به غلظت زیاد NO_x در آگزوز ختم می‌شود (قبادیان، ۱۳۸۰). با افزایش درصد اتانول در مخلوط بنزین و اتانول، میزان آلاینده اکسیدهای نیتروژن افزایش یافت (شکل ۹).

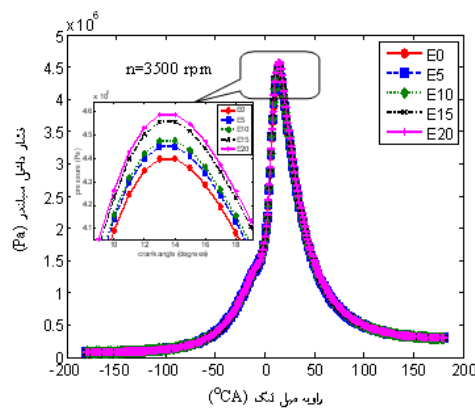


شکل ۹- آلاینده CO، CO₂، HC و NO_x در سرعت‌های مختلف برای سوخت بنزین و مخلوط‌های آن با اتانول

۲-۳- نتایج نظری

۳-۲-۱- فشار درون سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ

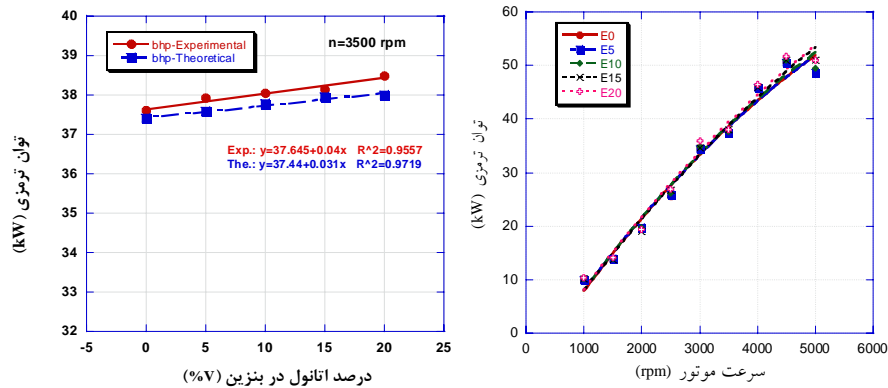
نتایج نظری نشان داد که با استفاده از E20، E15، E10، E5 از E20 میزان بیشینه فشار درون سیلندر در مقایسه با بنزین خالص به ترتیب ۱/۵۹٪، ۲/۳٪، ۳/۸۸٪ و ۴/۷۹٪ افزایش می‌یابد (شکل ۱۰). از تاثیرات مهم افزایش فشار درون سیلندر، افزایش فشار موثر متوسط ترمزی موتور و بالتبع آن افزایش توان ترمزی موتور خواهد بود. در نتایج نظری مربوط به فشار، نمودار در ۳۶۰ درجه زاویه میل لنگ مربوط به مراحل تراکم و احتراق بررسی شده است چرا که تغییرات فشار در دو مرحله دیگر (مکش و تخلیه) زیاد مشهود نمی‌باشد.



شکل ۱۰- فشار درون سیلندر موتور بر حسب زاویه میل لنگ، محاسبه شده توسط مدل احتراقی

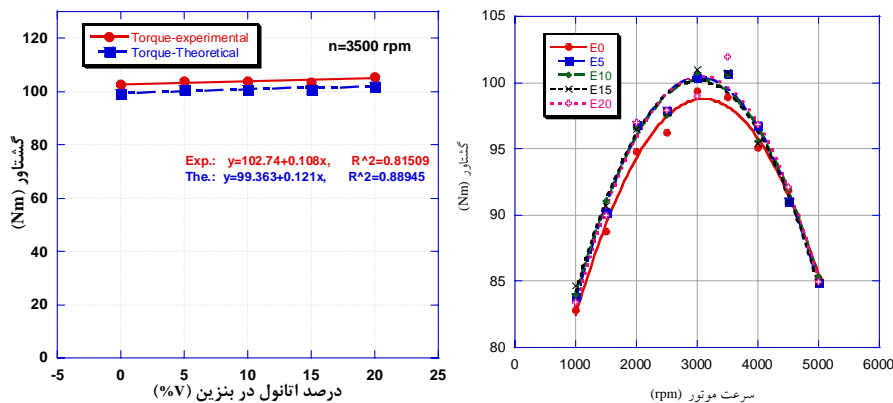
۳-۲-۲- توان ترمزی و گشتاور خروجی

افزایش جزئی در تغییرات توان ترمزی در دورهای بالا، محاسبه شده توسط مدل احتراقی در شکل (۱۱) نشان داده شده است. جهت مقایسه خروجی مدل نرم افزاری و داده‌های آزمایشگاهی برای توان ترمزی موتور، سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه انتخاب و داده‌ها با هم مقایسه گردیده‌اند. در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه، بیشینه اختلاف نتایج نظری و تجربی ۱/۳۱٪ بوده و در این حالت نتایج تجربی بیشتر از نتایج نظری می‌باشد.



شکل ۱۱- تغییرات توان ترمزی موتور محاسبه شده توسط مدل احتراقی در نرم افزار Matlab و مقایسه توان ترمزی نظری و تجربی برای درصد‌های مختلف اتانول- بنزین در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه

با دقت در شکل (۱۲) مشاهده می‌شود که با افزایش درصد حجمی اتانول در مخلوط بنزین- اتانول، گشتاور افزایش می‌یابد. مقایسه خروجی مدل نرم افزاری و داده‌های آزمایشگاهی برای گشتاور در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه نشان داد که بیشینه اختلاف نتایج نظری و تجربی ۲/۹۴٪ بوده و در این حالت نتایج تجربی بیشتر از نتایج نظری می‌باشد (شکل ۱۲). از آنجایی که در محاسبه گشتاور خروجی نظری از توان ترمزی نظری استفاده شد، لذا روند نمودارهای گشتاور نیز به مانند توان بوده و نتایج تجربی بیشتر از نتایج نظری می‌باشد.

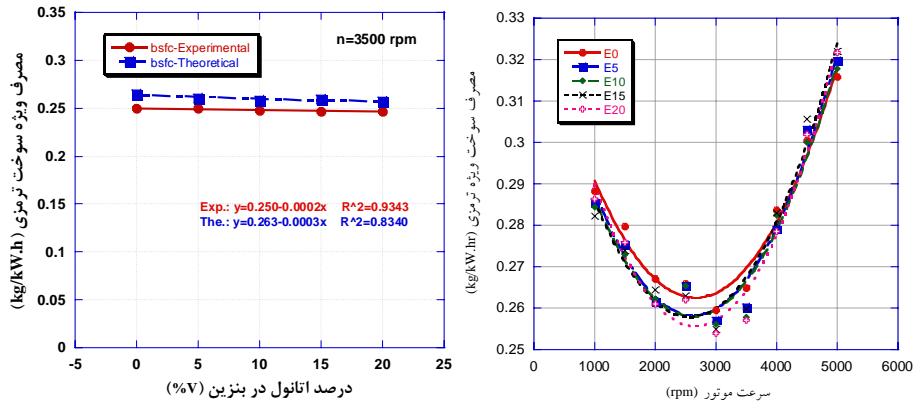


شکل ۱۲- تغییرات گشتاور محاسبه شده توسط مدل احتراقی در سرعت‌های مختلف موتور و مقایسه گشتاور نظری با نتایج تجربی برای درصد‌های مختلف اتانول- بنزین در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه

۳-۲-۳- مصرف ویژه سوخت ترمزی

نتایج حاصل از برنامه نرم افزاری نشان داد که با افزایش درصد اتانول در مخلوط بنزین- اتانول، مصرف سوخت ویژه ترمزی موتور کاهش می‌یابد (شکل ۱۳). مقایسه نتایج خروجی مدل نرم افزاری و داده‌های تجربی در سرعت ۳۵۰۰ دور بر

دقیقه در شکل (۱۳) ذکر شده است. مقایسه نمودارهای تجربی و نظری نشان داد که بیشینه اختلاف خروجی مدل و داده‌های تجربی برای مصرف سوخت ویژه ترمزی در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه در حدود ۴/۶۱٪ می‌باشد.

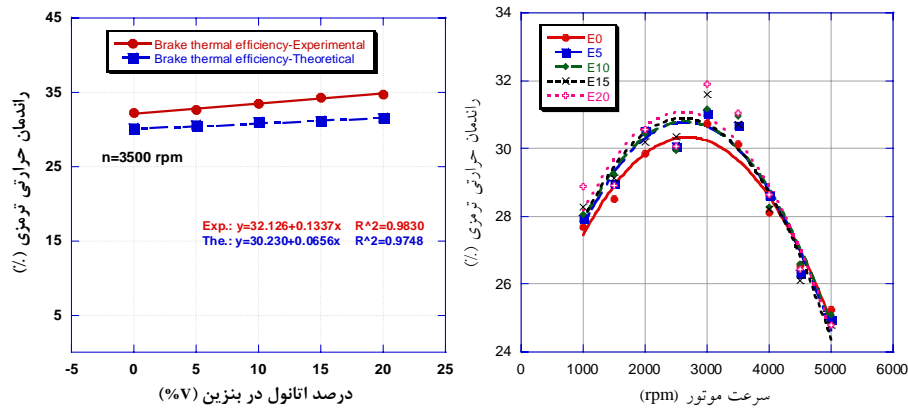


شکل ۱۳- تغییرات مصرف ویژه سوخت ترمزی نظری مدل احتراقی برای سرعت‌های مختلف موتور

و مقایسه مصرف ویژه سوخت ترمزی نظری با نتایج تجربی برای درصدهای مختلف اتانول - بنزین در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه

۳-۲-۴- راندمان حرارتی ترمزی و راندمان حجمی

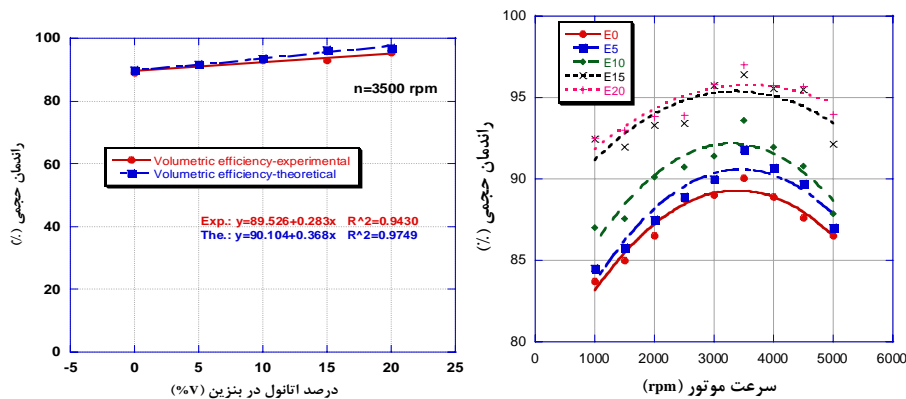
نتایج تجربی بیانگر آن است که با افزایش درصد حجمی اتانول در بنزین، راندمان حرارتی ترمزی موتور افزایش می‌یابد. این مطلب در مورد نتایج حاصل از مدل نیز صادق است (شکل ۱۴).



شکل ۱۴- تغییرات راندمان حرارتی ترمزی نظری توسط مدل احتراقی

و مقایسه راندمان حرارتی ترمزی نظری با نتایج تجربی برای درصدهای مختلف اتانول - بنزین در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه

مقایسه نتایج خروجی مدل نرم افزاری و داده‌های تجربی برای راندمان حرارتی ترمزی موتور در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه در شکل ۱۴ ذکر شده است. بیشینه اختلاف خروجی مدل و داده‌های تجربی برای سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه در حدود ۱۱/۴٪ بود. تغییرات راندمان حجمی موتور در سرعت‌های مختلف موتور و برای سوخت بنزین و مخلوط آن با اتانول در درصدهای مختلف، در شکل (۱۵) نشان داده شده است. نتایج حاصل از مطالعات نظری نیز نشان داد که با افزایش درصد اتانول در بنزین، میزان راندمان حجمی موتور افزایش می‌یابد. مقایسه نتایج نظری و داده‌های تجربی برای راندمان حجمی موتور در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه نشان داد که بیشینه اختلاف خروجی مدل و داده‌های تجربی در حدود ۲/۱۱٪ بود (شکل ۱۵).



شکل ۱۵- تغییرات راندمان حجمی نظری و مقایسه راندمان حجمی نظری با نتایج تجربی برای درصدهای مختلف اتانول- بنزین در سرعت ۳۵۰۰ دور بر دقیقه

۴- تقدیر و تشکر

بدینوسیله از کمک‌ها و مساعدت‌های مادی و معنوی شرکت بهینه‌سازی مصرف سوخت و شرکت مگا موتور سایپا در انجام این تحقیق سپاسگزاری می‌شود.

مراجع

کبادیان، ب. (۱۳۸۰). موتورهای درونسوز (مبانی نظری و عملی). شهرکرد: دانشگاه شهرکرد.

- [1] Ghobadian, B. and Rahimi, H. (2004). Biofuels- past, present and future perspective. The 4th International Iran and Russian Congress of Agricultural and Natural Resources. September 8-10, Shahre Kord University, Shahre Kord. Iran.
- [2] Makarevicene, V. and Janulis, P. (2003). Environmental effect of rapeseed oil ethyl ester. *Renewable Energy*, 28: 2395 – 2403.
- [3] Kalam, M.A., Husnawan, M. and Masjuki, H.H. (2003). Exhaust emission and combustion evaluation of coconut oil-powered indirect injection diesel engine. *Renewable Energy*, 28: 2405-2415.
- [4] Singh, B. and Bhattacharya, T.K. (1998). Experimental study of some performance parameters of a constant speed stationary diesel engine using ethanol-diesel blends as fuel. *Biomass and Bioenergy*, 127: 357-365.
- [5] French, R. and Malone P. (2005). Phase equilibria of ethanol fuel blends. *Fluid Phase Equilibria*, 5: 228-229.
- [6] Pouloupoulos, S.G., Samaras, D.P. and Philippopoulos, C.J. (2001). Regulated and unregulated emissions from an internal combustion engine operating on ethanol-containing fuels. *Atmospheric Environment*, 35: 4399-4406.
- [7] Hsieh, W.D., Chen, R.H., Wu, T.L., and Lin, T.H. (2002). Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels, *Atmospheric Environment*, 36(3): 403- 410.
- [8] Hasan, M. (2002). Effect of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission. *Energy Conversion and Management*, 44: 1547-1561.
- [9] He B Q, Wang JX, Hao JM, Yan XG, Xiao JH. (2003). A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels. *Atmospheric Environment*, 37(7): 949-957.
- [10] Ulmer, J.D., Huhnke, R.L., Bellmer, D.D. and Cartmell, D.D. (2004). Acceptance of ethanol-blended gasoline in Oklahoma. *Biomass and Bioenergy*, 27: 437-444.
- [11] Pikunas, A., Pukalskas, S. and Grabys, J. (2003). Influence of composition of gasoline-ethanol blends on parameters of internal combustion engines, *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, 10: 3- 4.
- [12] Bayraktar, H. (2005). Experimental and theoretical investigation of using gasoline-ethanol blends in spark-ignition engines. *Journal of Renewable Energy*, 30: 1733-1747.
- [13] Salih, F.M. and Andrews, G.E. (1999). The influence of gasoline/ethanol blends on emissions and fuel economy, *SAE Paper No. 922378*.
- [14] Bayraktar, H. (2006). Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline- ethanol blends. *Journal of Renewable Energy*, 32: 758-771.
- [15] Gao, J., Jiang, D., and Huang, Z. (2007). Spray properties of alternative fuels: a comparative analysis of ethanol-gasoline blends and gasoline. *Fuel*, 86: 1645-1650.
- [16] Sekmen, P. and Sekmen, Y. (2007). Mathematical modeling of a SI engine cycle with actual air-fuel cycle analyses. *Mathematical and Computational Applications*, 12: 161-171.
- [17] Abdalla, G.H. (2002). Computer simulation of a four stroke spark ignition engine. *Energy Conversion and Management*, 43: 1043-1061.
- [18] Ceviz M.A. and Yuksel, F. (2005). Effects of ethanol-unleaded gasoline blends on cyclic variability and emissions in an SI engine. *Applied Thermal Engineering*, 25: 917-925.
- [19] Al-Baghdadi, M.A.R.S. (2006). A simulation model for a single cylinder four-stroke spark ignition engine fueled with alternative fuels. *Journal of Turkish Engineering Environment and Science*, 30: 331-350.
- [20] Yucesu, H.S., Topgu, T., Can, C. and Melih, O. (2006). Effect of ethanol-gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios. *Journal of Applied Thermal Engineering*, 26: 2272-2278.
- [21] Wu C W, Chen R H, Pu J Y, Lin T H. (2004). The influence of air-fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline-blended fuels. *Atmospheric Environment*, 38: 7093-7100.